

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2000-105095
(P2000-105095A)

(43) 公開日 平成12年4月11日 (2000.4.11)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
F 2 8 F 3/08	3 1 1	F 2 8 F 3/08	3 1 1 3 L 1 0 3
F 2 8 D 1/03		F 2 8 D 1/03	

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願平10-276087	(71) 出願人	000004260 株式会社デンソー 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(22) 出願日	平成10年9月29日 (1998.9.29)	(72) 発明者	山内 芳幸 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
		(72) 発明者	山本 憲 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内
		(74) 代理人	100100022 弁理士 伊藤 洋二 (外1名)

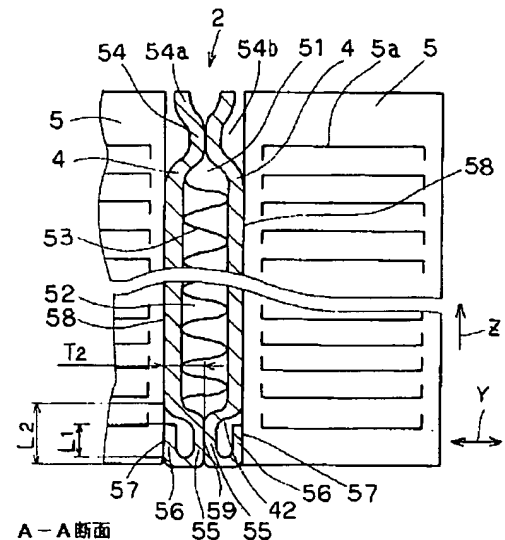
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 偏平状のチューブ2とフィン5を交互に多数配置した形式の熱交換器において、空気流れ方向端部でのチューブ2とフィン5間の熱伝達を良好にして、熱交換性能の向上を図る。

【解決手段】 チューブ2に形成したフィン対向面57は、空気流れ方向Zと直交する方向Yで接合部55と重なり、かつフィン5と接触するようにしている。これによれば、チューブ2とフィン5との接触部長さが、フィン対向面57とフィン5との接触部長さL₁分だけ増加し、チューブ2とフィン5間の熱伝達が良好に行われるようになって、熱交換性能が向上する。



2 : チューブ
4 : プレート
5 : フィン
51, 52 : 冷媒 (流体) 通路
54, 55 : 接合部
57 : フィン対向面
Y : 空気流れ方向と直交する方向

【特許請求の範囲】

【請求項1】 プレート(4)を空気流れ方向(Z)端部の接合部(54、55)で接合して、内部に流体通路(51、52)を形成したチューブ(2)と、

このチューブ(2)に接合されて空気との伝熱面積を増大させるフィン(5)とを備え、

前記チューブ(2)と前記フィン(5)とを、前記空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)に交互に多数配置した熱交換器において、

前記空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)で前記接合部(55)と重なり、かつ前記フィン(5)と接触するフィン対向面(57)を、前記チューブ(2)に形成したことを特徴とする熱交換器。

【請求項2】 前記フィン対向面(57)は、前記接合部(55)よりも先端側を、前記フィン(5)に対向して接触するように折り曲げて形成されていることを特徴とする請求項1に記載の熱交換器。

【請求項3】 前記フィン対向面(57)は、前記チューブ(2)の空気流れ上流側および空気流れ下流側の両方に形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項4】 前記フィン対向面(57)は前記チューブ(2)の空気流れ上流側のみに形成され、空気流れ下流側においては前記チューブ(2)と前記フィン(5)との間に隙間(54b)が形成され、前記流体通路(51、52)は前記空気を冷却するための流体が流れることを特徴とする請求項1または2に記載の熱交換器。

【請求項5】 前記チューブ(2)は、一对のプレート(4)を対向させて、空気流れ上流側および空気流れ下流側の両方で接合したものであることを特徴とする請求項1ないし4のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項6】 前記チューブ(2)は、一枚のプレート(4)を折り曲げて接合したものであることを特徴とする請求項1ないし4のいずれか1つに記載の熱交換器。

【請求項7】 プレート(4)を接合して内部に流体通路(51)を形成したチューブ(2)と、

このチューブ(2)に接合されて空気との伝熱面積を増大させるフィン(5)とを備え、

前記チューブ(2)と前記フィン(5)とを、空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)に交互に多数配置した熱交換器において、

前記空気流れ方向(Z)端部で前記プレート(4)を接合し、このプレート(4)の接合部(81、87)が前記空気流れ方向(Z)端部で前記フィン(5)に直接接触するようにして、前記チューブ(2)と前記フィン(5)とを接合したことを特徴とする熱交換器。

【請求項8】 前記チューブ(2)の前記接合部(81、87)を含む端部の断面形状が円弧状であることを特徴とする請求項7に記載の熱交換器。

【請求項9】 前記チューブ(2)の前記接合部(8

1、87)を含む端部の断面形状が略コの字状であることを特徴とする請求項7に記載の熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内部に流体通路を有するチューブと、空気との伝熱面積を増大させるフィンとを、交互に多数配置した形式の熱交換器に関し、例えば車両用空調装置の冷媒蒸発器や凝縮器として好適なものである。

【0002】

【従来の技術】従来の熱交換器は、図11(図1に示す冷媒蒸発器1のA-A断面に相当)に示すように、一对のコアプレート4を接合して扁平状のチューブ2が構成され、チューブ2の内部の冷媒通路2aは、コアプレート4の空気流れ方向Z端部に設けた接合部4bにより気密にされている。そして、チューブ2とフィン5が交互に積層され、空気が矢印Z方向に流れるようになっている。

【0003】また、他の従来例として、特開平8-291992号公報に示されたものがあり、図12(図1に示す冷媒蒸発器1のA-A断面に相当)に示すように、一对のコアプレート4を接合部4bで接合してチューブ2を構成し、接合部4bよりも空気流れ(矢印Z方向)の上流側に位置する平面部4aをフィン5に接触させている。これは、チューブ2において冷媒通路2aを形成する部分が腐食して穿孔すると直ちに冷媒洩れにつながるため、平面部4aとフィン5との接触により、チューブ2における冷媒通路2aの空気流れ上流側壁面4eへの空気の流れを遮断し、それにより、空気中に含まれる銅粉等の腐食促進成分による壁面4eの腐食を防止するものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、前者の従来熱交換器は、接合部4bが両側のフィン5の中間部(チューブ2の中心)にあつて、接合部4bの両側の面4cとフィン5とが接触していないため、フィン5の空気流れ上流側端部(非接触部)は、チューブ2との間の熱伝達が良い行われず、熱交換性能がその分だけ低下するという問題がある。

【0005】一方、後者の従来熱交換器においても、平面部4aはフィン5と接触しているものの、接合部4bの両側の面4c、および平面部4aよりも空気流れ上流側の面4dは、フィン5と接触していない。従って、この場合も前者の従来熱交換器と同様に、チューブ2とフィン5が接触していない部分での熱伝達が良好に行われないという問題が発生する。

【0006】本発明は上記の点に鑑みてなされたもので、チューブとフィンとを交互に多数配置した形式の熱交換器において、空気流れ方向端部でのチューブとフィン間の熱伝達を良好にして、熱交換性能の向上を図るこ

とを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1ないし6の発明では、プレート(4)を空気流れ方向(Z)端部の接合部(54、55)で接合して内部に流体通路(51、52)を形成したチューブ(2)と、空気との伝熱面積を増大させるフィン(5)とを、空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)に交互に多数配置した熱交換器において、空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)で接合部(55)と重なり、かつ

フィン(5)と接触するフィン対向面(57)を、チューブ(2)に形成している。
【0008】これによれば、従来チューブ(2)とフィン(5)が非接触であった部位、すなわち空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)で接合部(55)と重なる部位でも、上記のフィン対向面(57)によってチューブ(2)とフィン(5)を接触させることができる。従って、この新たに接触させた部位でのチューブ(2)とフィン(5)間の熱伝導が良好に行われるようになり、その結果熱交換性能が向上する。

【0009】また、請求項2の発明では、接合部(55)よりも先端側をフィン(5)に対向して接触するように折り曲げてフィン対向面(57)を形成している。これによれば、接合部(55)よりも先端側を折り曲げて形成したフィン対向面(57)とフィン(5)との接触により、腐食による穿孔が直ちに流体洩れにつながる部分、すなわちチューブ(2)における流体通路(52)の空気流れ上流側壁面(42)への空気の流れを遮断して、空気中に含まれる銅粉等の腐食促進成分による壁面(42)の腐食を防止することができる。

【0010】さらに、請求項3の発明のように、フィン対向面(57)を、チューブ(2)の空気流れ上流側および空気流れ下流側の両方に形成することにより、空気流れ上流側および空気流れ下流側の両方で、チューブ(2)とフィン(5)の接触部位を増加させることができ、さらに熱交換性能が向上する。請求項4の発明は、冷却用の熱交換器に適するもので、フィン対向面(57)をチューブ(2)の空気流れ上流側のみに形成し、空気流れ下流側においてはチューブ(2)とフィン(5)との間に隙間(54b)を形成することにより、

空気の冷却によって発生した凝縮水を、空気流れ下流側に形成したチューブ(2)とフィン(5)との間の隙間(54b)からスムーズに排出することができる。
【0011】さらに、請求項7の発明では、プレート(4)を接合して内部に流体通路(51、52)を形成したチューブ(2)と、空気との伝熱面積を増大させるフィン(5)とを、空気流れ方向(Z)と直交する方向(Y)に交互に多数配置した熱交換器において、空気流れ方向(Z)端部でプレート(4)を接合し、このプレート(4)の接合部(81、87)が空気流れ方向

(Z)端部でフィン(5)に直接接触するようにして、チューブ(2)とフィン(5)とを接合している。

【0012】これによれば、空気流れ方向(Z)端部までチューブ(2)とフィン(5)とを接触させることができるため、チューブ(2)とフィン(5)との接触部が増加して、チューブ(2)とフィン(5)間の熱伝導が良好に行われるようになり、その結果熱交換性能が向上する。しかも、空気流れ方向(Z)端部まで流体通路(51)を形成することができるため、流体通路(51)の通路断面積を増加させて、流体通路(51)内の圧力損失を低減することができる。

【0013】なお、請求項8の発明のように、チューブ(2)の接合部(81、87)を含む端部の断面形状を円弧状にしてもよい。請求項9の発明のように、チューブ(2)の接合部(81、87)を含む端部の断面形状を略コの状にすることにより、チューブ(2)とフィン(5)との接触部がさらに増加して熱交換性能が一層向上する。また、流体通路(51)の通路断面積もさらに増加して、圧力損失を一層低減することができる。

【0014】なお、上記各手段に付した括弧内の符号は、後述する実施形態記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明を図に示す実施形態について説明する。

(第1実施形態)図1～図4は本発明を車両用空調装置の冷凍サイクルにおける冷媒蒸発器1(積層型熱交換器)に適用した第1実施形態を示しており、この蒸発器1には、図示しない温度作動式膨張弁で減圧され膨張した低温低压の気液二相冷媒が流入するようになっている。

【0016】図1はこの蒸発器1の全体構成を示しており、蒸発器1は、図1に示す上下方向を上下にして、車両用空調装置の空調ユニットケース(図示せず)内に設置され、空調送風機の送風空気が図1の紙面垂直方向(図2、4の矢印Z方向)に流れるようになっている。この蒸発器1は、多数の扁平状のチューブ2が並列に配置され、隣接するチューブ2間に形成された空気通路3にコルゲートフィン5が配置され、このチューブ2内を流れる冷媒とチューブ2の外部を流れる空調用送風空気とを熱交換させるようになっている。

【0017】このチューブ2は、図1、2に示すように2枚(一对)のコアプレート4を対向させた状態で接合することにより形成される。コアプレート4は、上下方向に長い略長方形の板材(板厚は0.4mm～0.6mm)であり、具体的材質としては、例えばアルミニウム心材(A3000番系の材料)の両面にろう材(A4000番系の材料)をクラッドした両面クラッド材を用いている。

【0018】コアプレート4の上下両端部には、図2に

示すように、コアプレート4の外方側へ突出する楕円筒状のタンク部44~47が2個づつ(合計4個)形成されている。このタンク部44~47には、隣接するタンク部44~47相互間をそれぞれ連通させる連通穴44a~47aが形成されている。また、コアプレート4は、その幅方向(空気流れ方向Z)の中央部に、長手方向(図2の上下方向)に延びるリブ形状の中央仕切り部48が形成され、コアプレート4の外縁部の全周にわたってリブ形状の外周縁部49が形成されている。そして、中央仕切り部48と外周縁部49との間には、この

【0019】コアプレート4の外周縁部49における空気流れ下流側端部には、ろう付け接合される接合部54と、この接合部54よりもさらに先端側で外方に向けて曲げられた折曲部54aが形成されている(図4参照)。そして、2枚のコアプレート4を接合することにより、中央仕切り部48の両側に2つの冷媒通路51、52が並列に形成される。

【0020】なお、コアプレート4は、次に説明するプレス工程にて加工される部分を除き、予め図2に示す形状にプレス成形されている。図3にそのプレス工程を示し、ここではコアプレート4の外周縁部49における空気流れ上流側端部が加工される。予め図2に示すようにプレス成形されたコアプレート4は、図3(a)のように、後のろう付け工程で接合される接合部55よりもさらに先端側が、コアプレート4外方に向けて約90°折り曲げられて、折曲片56が形成される。次に、図3(b)のように折曲片56がさらに45°程度折り曲げられ、最後に図3(c)に示すように、折曲片56が接合部55と対向するように、かつ折曲片56が接合部55と平行になるように、折曲片56がさらに折り曲げられる。

【0021】このプレス工程では、接合部55の接合面59から折曲片56のフィン対向面57までの厚さ T_1 が、コアプレート4の厚さ T_2 と等しくなるように、言い換えればフィン対向面57が冷媒通路51、52部の外表面58と同一平面になるように、折曲片56の加工時のスプリングバックの影響を考慮して加工条件の設定がなされる。

【0022】上記のような、一枚の折曲片56のみが接合部55と図3(c)の上下方向(空気流れ方向と直交する方向)で重なる構成は、コアプレート4の厚さ T_2 が小さい場合に有利であり、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の最低2倍あればよい。そして、以上のようにしてコアプレート4を所定形状に成形し、これを2枚1組として多数組積層した上で、ろう付けにて接合することにより多数のチューブ2を並列に形成する。その際、図4に示すように、空気流れ方向Zの両端部にある接合部54、55が接合されて、冷媒通路

51、52が気密にされる。また、空気流れ上流側では、折曲片56のフィン対向面57をコルゲートフィン5と対向して配置して、コルゲートフィン5と接合(接触)させる。空気流れ下流側には、接合部54および折曲部54aと、コルゲートフィン5とを非接触にして、それらの間に凝縮水の排出通路として利用する隙間54bを設ける。

【0023】図2、4に示すように、2つの冷媒通路51、52の内部には、冷媒側の伝熱面積を増大させるためのインナーフィン53がそれぞれ配置され、このインナーフィン53はコアプレート4に接合して固定されている。また、このインナーフィン53は冷媒流れ方向(図2の上下方向)と直交する方向に蛇行状に曲げ成形されている。

【0024】さらに、隣接するチューブ2の外側面相互の間隙に、空気側の伝熱面積を増大させるためのコルゲートフィン5がそれぞれ配置され、このコルゲートフィン5はチューブ2に接合して固定されている。また、コルゲートフィン5は、熱交換を促進するためのルーバ5a(図4参照)が形成され、冷媒流れ方向に蛇行状に曲げ成形されている。そして、インナーフィン53およびコルゲートフィン5は、ろう材をクラッドしてないアルミニウムベア材(例えばA3003)よりなり、板厚は0.1mm程度である。

【0025】チューブ2の積層方向の一端部(図1の右端部)に位置するサイドプレート60、および、これに接合されるエンドプレート61、さらに上記積層方向の他端部(図1の左端部)に位置するサイドプレート62、および、これに接合されるエンドプレート63も、コアプレート4と同様に両面クラッド材から成形されている。但し、これらのプレート60、61、62、63は強度確保のため、コアプレート4より厚肉(例えば1mm程度)にしてある。

【0026】そして、サイドプレート60、62にも、コアプレート4のタンク部44~47と同様のタンク部64~67が形成され、さらに、右側のエンドプレート61には、サイド冷媒通路を構成する張出部68が形成され、左側のエンドプレート63には、サイド冷媒通路を構成する張出部69が形成されている。右側のエンドプレート61には配管ジョイント8が配置され、接合されている。この配管ジョイント8は、アルミニウムベア材にて略長円形のブロック体に成形されており、外部冷媒回路との接続用の冷媒出口通路穴8aと冷媒入口通路穴8bが2つ並んで設けられている。

【0027】冷媒出口通路穴8aは上部のタンク部のうち、空気流れ上流側に位置するタンク部44に連通して、蒸発を終えたガス冷媒を蒸発器1の外部へ流出させるもので、図示しない圧縮機の吸入配管に連結される。また、冷媒入口通路穴8bは図示しない膨張弁の出口側冷媒配管に連結され、膨張弁からの気液2相冷媒を受入

れ、この冷媒を張出部68内のサイド冷媒通路を介して下部のタンク部のうち、空気流れ下流側に位置するタンク部47に流入させる。さらに、上部のタンク部のうち空気流れ下流側に位置するタンク部45と、下部のタンク部のうち空気流れ上流側に位置するタンク部46とは、張出部69内のサイド冷媒通路によって連通されている。

【0028】次に、蒸発器1の製造方法を簡単に説明すると、最初に、コアプレート4、インナーフィン53、コルゲートフィン5、サイドプレート60、62、およびエンドプレート61、63を積層し、さらに配管ジョイント8をエンドプレート61に組付けて、図1に示す所定の熱交換器構造に仮組付けする。そして、積層方向両側から適宜の治具にて締めつけ力を加えて、熱交換器構造の仮組付け状態を保持する。

【0029】次に、この仮組付け状態を保持したまま、ろう付け炉内に仮組付け体を搬入し、このろう付け炉内にて仮組付け体をアルミニウムクラッド材のろう材の融点まで加熱して、仮組付け体各部の接合箇所を一体ろう付けする。これにより、蒸発器1全体の組付けを完了する。なお、チューブ2およびコルゲートフィン5の空気流れ方向Zの寸法は等しくなっており、チューブ2とコルゲートフィン5の空気流れ上流側端部の位置が揃うように配慮して、蒸発器1の組付けが行われる。

【0030】ところで、本実施形態では上記した蒸発器1の熱交換性能を向上させるために、次のような工夫をしている。すなわち、図4（組付け完了後の状態）に示すように、チューブ2における空気流れ上流側端部は、折曲片56のフィン対向面57が、冷媒通路51、52部の外表面58と同一平面になるように折り曲げられ、これによりチューブ2のフィン対向面57および外表面58が、コルゲートフィン5に接合されるようにしている。

【0031】また、接合部55と対向するように折曲片56を折り曲げて、フィン対向面57が空気流れ方向Zと直交する方向Y（チューブ2およびフィン5の積層方向）で接合部55と重なるようにし、これによりチューブ2とコルゲートフィン5が、空気流れ下流側端部を除き、空気流れ方向Zのほぼ全域で接触するようにしている。

【0032】従って、コルゲートフィン5からチューブ2への熱伝導は、コルゲートフィン5と冷媒通路51、52部の外表面58との接触部を介して行われると共に、コルゲートフィン5とフィン対向面57との接触部を介しても行われる。このように、コルゲートフィン5の空気流れ上流側端部もフィン対向面57と接触しているから、この部位でのコルゲートフィン5からチューブ2への熱伝導が良好に行われるようになり、その結果熱交換性能が向上する。

【0033】その効果を確認するために本発明者らが行

った実験の結果について説明する。まず、実験に供した本発明になる熱交換器1の要部の寸法は、チューブ2の板厚は0.4mm、チューブ2の空気流れ方向Zの長さは58mm、空気流れ下流側端部におけるチューブ2とコルゲートフィン5との非接触部の長さは3.5mmである。また、コアプレート4の厚さ T_2 は1.3mm、コルゲートフィン5とフィン対向面57との接触部長さ L_1 は2.0mm、従来は非接触であった部分の長さ L_2 は3.5mmである。

【0034】一方、比較のために実験に供した従来の熱交換器は、フィン対向面57を備えていない点のみが、本発明の熱交換器1と異なる。そして、実験の結果、本発明になる熱交換器1は、従来の熱交換器を基準として、空気からコルゲートフィン5を介してチューブ2に至る空気側平均熱伝達率は6%向上し、熱交換器1全体としての熱交換性能は2%向上した。

【0035】次に、上記構成において蒸発器1の作用を説明する。図示しない膨張弁で減圧された低温低圧の気液2相冷媒は、冷媒入口通路穴8b、張出部68内のサイド冷媒通路およびタンク部47を介して、空気流れ下流側の冷媒通路51を図1の下方から上方へと流れ、さらにタンク部45、張出部69内のサイド冷媒通路およびタンク部46を介して、空気流れ上流側の冷媒通路52を図1の下方から上方へと流れる。

【0036】このとき、冷媒はインナーフィン53、チューブ2、およびコルゲートフィン5を介して、空気通路3を通過する送風空気と熱交換（送風空気から吸熱）して蒸発する。そして、蒸発を終えたガス冷媒は冷媒出口通路穴8aから図示しない圧縮機に送られる。この冷媒と送風空気の熱交換の際、前述のようにコルゲートフィン5からチューブ2への熱伝導は、コルゲートフィン5と冷媒通路51、52部の外表面58との接触部を介して行われると共に、コルゲートフィン5とフィン対向面57との接触部を介しても行われる。

【0037】また、コルゲートフィン5とフィン対向面57との接触により、チューブ2における冷媒通路52の空気流れ上流側壁面42への送風空気の流れが遮断され、それにより、空気中に含まれる銅粉等の腐食促進成分による壁面42の腐食が防止される。さらに、冷媒と送風空気の熱交換によって発生した凝縮水は、チューブ2の外表面58等を伝って空気流れ下流側に流れて行き、空気流れ下流側の隙間54bから流れ落ちて排出される。

【0038】なお、冷媒（または冷水）にて送風空気を冷却する冷却用熱交換器では、凝縮水の排出のために空気流れ下流側に隙間54bを設けることが望ましいが、他の用途（例えば、車両用空調装置の凝縮器、ヒータコア）で凝縮水が発生しない場合は、チューブ2の空気流れ下流側も空気流れ上流側と同じように、フィン対向面57を設けてコルゲートフィン5に接触させる構成にし

て、熱交換性能をさらに向上させることが望ましい。

(第2実施形態)次に、図5に示す第2実施形態について説明する。上記実施形態では、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 の加工寸法精度を出すために、折曲片56の加工時のスプリングバックの影響を十分考慮した加工条件の設定が必要である。これに対し、本実施形態は、スプリングバックの影響を殆ど考慮する必要がなく、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 の加工寸法精度を出しやすくしたものである。

【0039】本実施形態は、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の3倍である場合の例を示すもので、接合部55よりもさらに先端側が折り曲げられて、第1折曲片56aと第2折曲片56bが形成される。そして、接合部55および両折曲片56a、56bは千鳥状になっていて、最先端側の第1折曲片56aのフィン対向面57がコルゲートフィン5と対向して接合され、第2折曲片56bは接合部55と第1折曲片56aに挟まれている。

【0040】そして、本実施形態では、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の3倍であるため、接合部55と第2折曲片56b間、および両折曲片56a、56b間が、完全に密着するまでプレス加工するのみで、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 を、コアプレート4の厚さ T_2 と等しくすることができる。

(第3実施形態)図6に示す第3実施形態は、上記の第2実施形態と同様に、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 の加工寸法精度を出しやすくしたものである。

【0041】本実施形態も、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の3倍である場合の例を示すもので、接合部55よりもさらに先端側が折り曲げられて、第1折曲片56aと第2折曲片56bが形成される。そして、接合部55および両折曲片56a、56bは渦状になっていて、最先端側の第1折曲片56aは接合部55と第2折曲片56bに挟まれ、第2折曲片56bのフィン対向面57がコルゲートフィン5と対向して接合される。

【0042】そして、本実施形態では、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の3倍であるため、接合部55と第1折曲片56a間、および両折曲片56a、56b間が、完全に密着するまでプレス加工するのみで、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 を、コアプレート4の厚さ T_2 と等しくすることができる。

(第4実施形態)次に、図7に示す第4実施形態について説明する。上記の第2、第3実施形態は、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の整数倍である場合に適用可能であるが、本実施形態は、コアプレート4の厚さ T_2 がコアプレート4の板厚の整数倍でない場

合にも適用可能で、しかも接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 の加工寸法精度を出しやすいものである。

【0043】本実施形態は、コアプレート4の厚さ T_2 が、コアプレート4の板厚の3倍を超え4倍より小さい場合の例を示すもので、接合部55よりもさらに先端側が折り曲げられて、第1折曲片56aと第2折曲片56bが形成される。そして、接合部55および両折曲片56a、56bは千鳥状になっていて、最先端側の第1折曲片56aのフィン対向面57がコルゲートフィン5と対向して接合され、第2折曲片56bは接合部55と第1折曲片56aに挟まれている。

【0044】そして、本実施形態では、コアプレート4の厚さ T_2 が、コアプレート4の板厚の3倍を超え4倍より小さいため、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 を、コアプレート4の厚さ T_2 と等しくなるようにプレス加工すると、図示のように、接合部55と第2折曲片56b間、および両折曲片56a、56b間は、一部が密着し一部に小さな隙間ができる。この場合でも、接合部55と第2折曲片56b間、および両折曲片56a、56b間が、一部で密着状態になるため、接合面59からフィン対向面57までの厚さ T_1 の寸法精度を出しやすい。

【0045】なお、以上の実施形態においては、チューブ2(コアプレート4)の長手方向の両端部にタンク部44~47を配置しているが、例えば、図2においてチューブ2の上端部のみにタンク部を配置し、チューブ2の下端部で冷媒流れをUターンさせるタイプにも本発明は適用できる。この場合は、中央仕切り部48の下端部を凹状部50と同じ深さにして、2つの冷媒通路51、52を連通させればよい。

【0046】また、以上の実施形態においては、2枚のコアプレート4を接合してチューブ2を形成したが、1枚のコアプレートを中央部で折り曲げてチューブ2を形成するものにおいても本発明は適用できる。さらに、蒸発器1全体としての冷媒通路構成等は種々変更してもよいことは勿論である。例えば、中央仕切り部48をなくしてチューブ2内に1つの冷媒通路のみを形成するタイプの蒸発器にも本発明は適用できる。

【0047】さらにまた、図8に示すような、チューブ2と別体のタンク70、71を備える形式の蒸発器1にも本発明は適用できる。この場合、チューブ2はタンク部44~47を備えていないものが使用される。図8に示す蒸発器1は、下側タンク70は、プレート72とタンク本体部73とを接合して形成され、プレート72にはチューブ2が挿入される多数の挿入穴74が設けられている。タンク本体部73内には冷媒通路が形成され、その冷媒通路は空気流れ方向Zに2分割されている。一方、上側タンク71もプレート75とタンク本体部76とから構成され、下側タンク70と同様に、チューブ2

11

が挿入される挿入穴が設けられると共に、空気流れ方向Zに2分割された冷媒通路を有する。

【0048】そして、チューブ2の両端をタンク70、71の挿入穴74に挿入し、チューブ2間にコルゲートフィン5を配置して、各接合箇所が接合（ろう付け）される。図示しない膨張弁で減圧された低温低圧の気液2相冷媒は、冷媒入口管77から流入して、蒸発器1内を蛇行状に流れる。この時、冷媒はチューブ2やコルゲートフィン5を介して送風空気と熱交換（送風空気から吸熱）して蒸発する。そして、蒸発を終えたガス冷媒は冷媒出口管78から図示しない圧縮機に送られる。

（第5実施形態）次に、図9に示す第5実施形態について説明する。これは、一枚の平板状のプレート4を折り曲げて1つのチューブ2を構成するものである。また、このチューブ2はタンク部44～47を一体成形しておらず、従って、図8に示すような、別体のタンク70、71を備える熱交換器に用いられる。

【0049】チューブ2は、プレート4の空気流れ上流端に半円（円弧）状に折り曲げられた第1折曲部80が形成され、この折曲部80よりも先端側に、空気流れ下流側に向かって延びる平らな接合部81が形成される。さらに、プレート4の空気流れ下流端に半円（円弧）状に折り曲げられた第2折曲部82が形成され、両折曲部80、81間に平板状の平板部83が形成され、この平板部83の外表面84がコルゲートフィン5に接合される。

【0050】また、第2折曲部82の先にも空気流れ上流側に向かって延びる平板状の平板部85が形成され、この平板部85の外表面86がコルゲートフィン5に接合される。平板部85の先端部の接合部87（図8の下端）は第1折曲部80にかかる直前の位置まで延びていて、この接合部87と第1折曲部80側の接合部81とが接合されて、内部に冷媒通路51が1つだけ形成される。冷媒はこの冷媒通路51内を紙面垂直方向に流れる。

【0051】そして、プレート4の接合部81、87が、互いに逆方向から延びてきて重ねられ、接合される構成であるため、プレート4の接合部81、87の一方が冷媒通路51に面し、プレート4の接合部81、87の他方がコルゲートフィン5に直接接触する。なお、チューブ2とコルゲートフィン5の空気流れ方向Zの長さは等しく、チューブ2とコルゲートフィン5は、それらの空気流れ上流側端部の位置および空気流れ下流側端部の位置が揃うようにして接合される。

【0052】本実施形態の熱交換器を、車両用空調装置の凝縮器として用いる場合の主要寸法の一例を示すと、プレート4の板厚は0.3mm、チューブ2の厚さ T_3 は1.7mm、チューブ2とコルゲートフィン5の空気流れ方向Zの長さは16mmであり、この場合、空気流れ上流側端部におけるチューブ2とコルゲートフィン5

12

の非接触部長さ L_3 は0.7mm程度である。

【0053】プレート4の接合部81、87が空気流れ方向Zの中央付近にあると、接合部81、87側の非接触部長さ L_3 が長くなってしまうのに対し、本実施形態においては、空気流れ方向Z端部でプレート4を接合しているため、接合部81、87側の非接触部長さ L_3 が短くなる。従って、チューブ2とコルゲートフィン5の接触部が増加し、コルゲートフィン5からチューブ2への熱伝導が良好に行われて熱交換性能が向上する。

【0054】また、空気流れ方向端部まで冷媒通路51を形成することができ、これにより冷媒通路51の通路断面積を増加させて、圧力損失を低減することができる。

（第6実施形態）図10に示す第6実施形態は、第5実施形態のものとはチューブ2端部の断面形状が異なり、他は同一である。この実施形態では、接合部81、87を含むチューブ2端部の断面形状が略コの字状になるように、第1折曲部80を平板状とし、第1折曲部80と平板部83間の曲げRをなるべく小さくしている。

【0055】その曲げRを例えば0.1mm、プレート4の板厚を0.3mmとすれば、空気流れ上流側端部におけるチューブ2とコルゲートフィン5の非接触部長さ L_3 を0.4mm程度まで小さくすることができる。従って、空気流れ上流側でのチューブ2とコルゲートフィン5との接触部をより増大させることができると共に、冷媒通路51の通路断面積も増加させることができる。チューブ2の図示しない空気流れ下流側端部も同様に略コの字状にしてもよい。

【0056】なお、以上の実施形態に示したインナーフィン53は無くてもよく、その場合はプレート4に伝熱面積増大のために多数のリブを形成した方が望ましい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態による蒸発器の正面図である。

【図2】図1の蒸発器の要部の分解斜視図である。

【図3】図2のプレート4の端部の加工方法の説明用断面図である。

【図4】図1のA-A断面図である。

【図5】本発明の第2実施形態を示す要部断面図である。

【図6】本発明の第3実施形態を示す要部断面図である。

【図7】本発明の第4実施形態を示す要部断面図である。

【図8】本発明を適用する蒸発器の他の例を示す斜視図である。

【図9】本発明の第5実施形態を示す要部断面図である。

【図10】本発明の第6実施形態を示す要部断面図である。

13

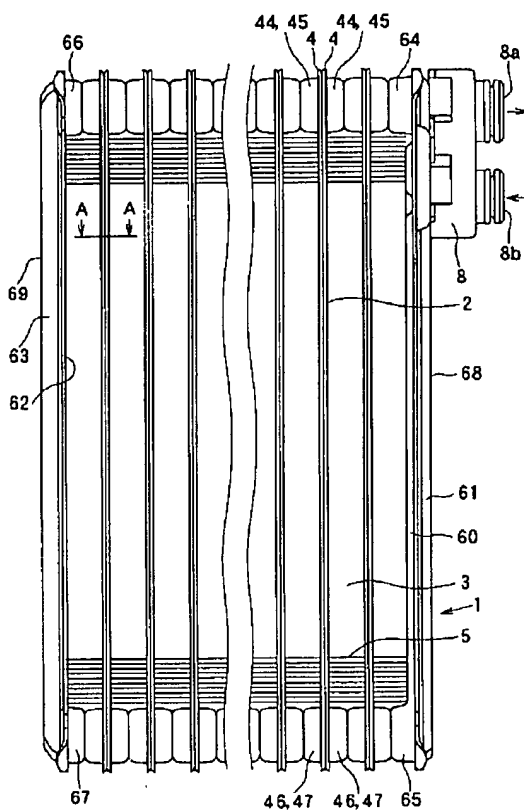
【図11】従来例を示す要部断面図である。

【図12】他の従来例を示す要部断面図である。

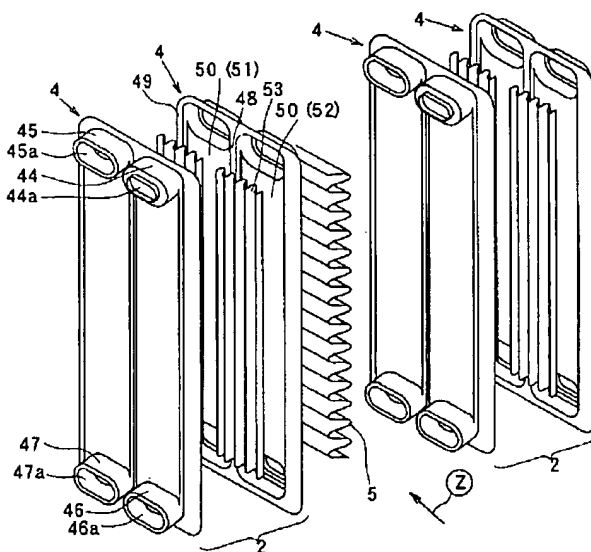
【符号の説明】

1…蒸発器（熱交換器）、2…チューブ、4…ブレード

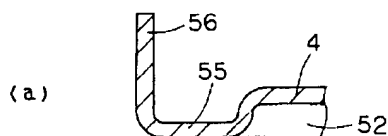
【図1】



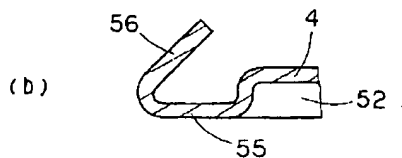
【図2】



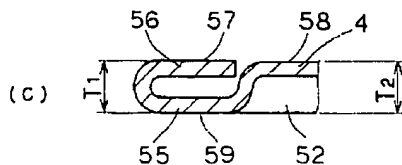
【図3】



(a)

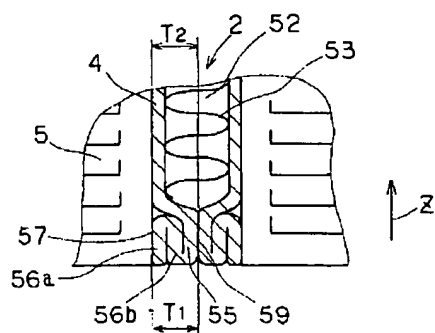


(b)

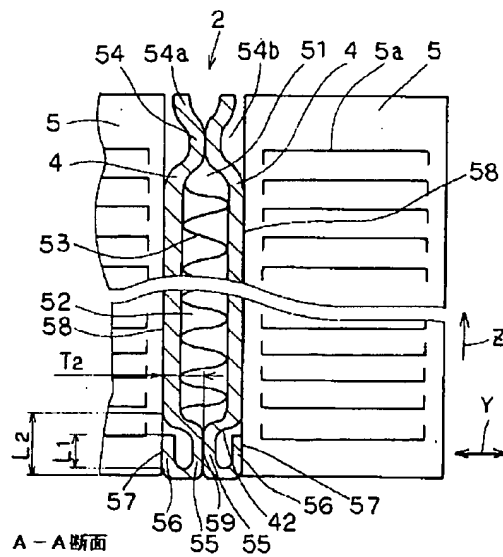


(c)

【図5】



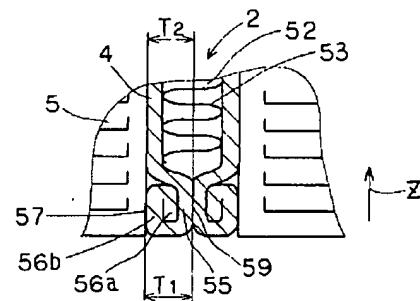
【図4】



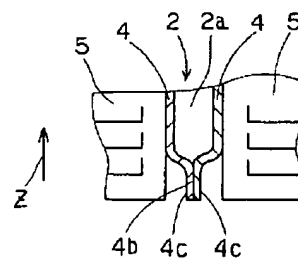
2: テューブ
4: プレート
5: フィン
51, 52: 冷媒 (流体) 通路

54, 55: 接合部
57: フィン対向面
Y: 空気流れ方向と
直向する方向

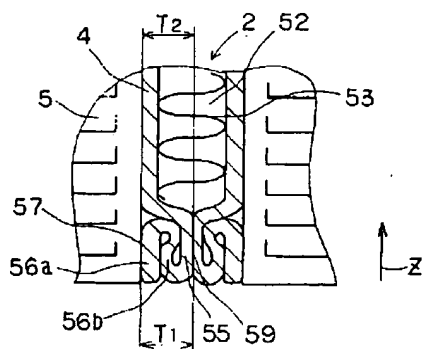
【図6】



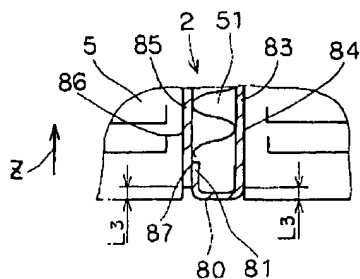
【図11】



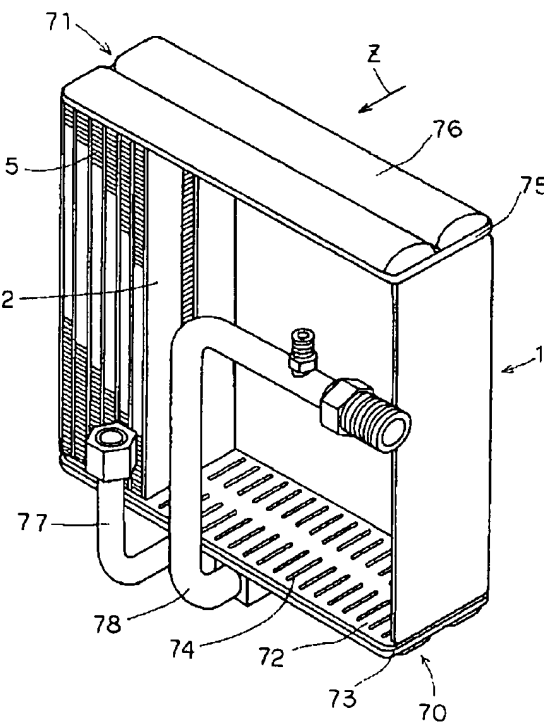
【図7】



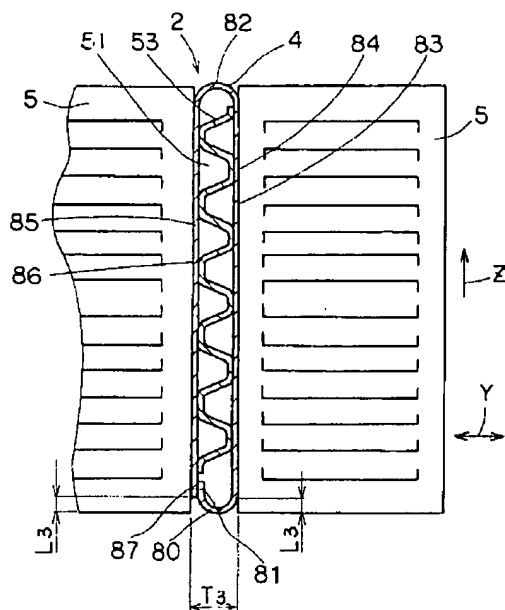
【図10】



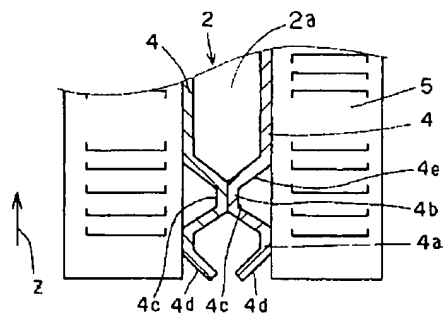
【図8】



【図9】



【図12】



フロントページの続き

(72)発明者 畔柳 功
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
(72)発明者 牧原 正経
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内

(72)発明者 山本 道泰
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソー内
Fターム(参考) 3L103 AA37 BB38 CC18 CC23 CC30
DD15 DD54 DD55 DD58 DD69

CLIPPEDIMAGE= JP02000105095A

PAT-NO: JP02000105095A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2000105095 A

TITLE: HEAT EXCHANGER

PUBN-DATE: April 11, 2000

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
YAMAUCHI, YOSHIYUKI	N/A
YAMAMOTO, KEN	N/A
AZEYANAGI, ISAO	N/A
MAKIHARA, MASAMICHI	N/A
YAMAMOTO, MICHIIYASU	N/A

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
DENSO CORP	N/A

APPL-NO: JP10276087

APPL-DATE: September 29, 1998

INT-CL (IPC): F28F003/08;F28D001/03

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve heat exchange performance by achieving a better heat transfer between flat tubes and fins at an end part in the direction of air flows, in a heat exchanger wherein a plurality of tubes and fins are arranged alternately.

SOLUTION: Face 57 facing fins formed on respective tubes 2 are overlapped on joint parts 55 in the direction Y orthogonal to the direction Z of air flows while being kept in touch with the fins 5. As a result, the length of contact parts between the tubes 2 and the fins 5 is increased by a

value equivalent to
the length L_1 of the contact parts between the faces 57
facing the fins and the
fins 5 to achieve a better heat transfer between the tubes
2 and the fins 5,
thereby improving heat exchange performance.

COPYRIGHT: (C) 2000, JPO